

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2002-173016

(43)Date of publication of application : 18.06.2002

(51)Int.Cl.

B60T 13/57
B60T 11/16
B60T 13/66

(21)Application number : 2000-369639

(71)Applicant :

BOSCH BRAKING SYSTEMS CO LTD

(22)Date of filing : 05.12.2000

(72)Inventor :

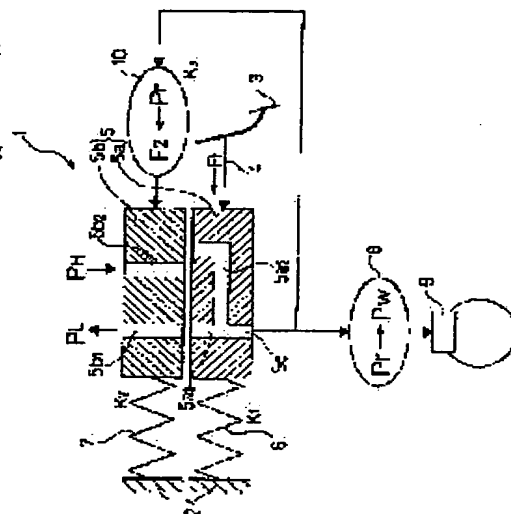
OKA HIROYUKI
TAKASAKI YOSHIYASU

(54) BRAKE HYDRAULIC PRESSURE GENERATING DEVICE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a brake hydraulic pressure generating device capable of obtaining a desirable operation stroke characteristic of a brake operating means regardless of the quantity of consumed brake fluid of a brake circuit.

SOLUTION: In the brake operation, a first valve element 5a is controlled so that the input of an input shaft 4 is balanced with the first valve element stroke converting force of a first stroke-force converter 6, and a second valve element 5b is controlled so that the first control valve output pressure converting force F2 of a first control valve output pressure-force converter 10 is balanced with the second valve element stroke converting force of a second valve element stroke-force converter 7. Although the brake pressure PW of the wheel cylinder 9 side is controlled on the output side of a control valve 5, the stroke of the first valve element 5a is not influenced by the brake pressure control. That is, the pedal stroke can be prevented from being changed by the brake pressure control on the output side of the control valve 5.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

15.07.2003

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2002-173016

(P2002-173016A)

(43) 公開日 平成14年6月18日 (2002.6.18)

(51) IntCl. ⁷	識別記号	F I	テーマコード(参考)
B 6 0 T 13/57		B 6 0 T 13/66	Z 3 D 0 4 7
11/16		13/52	C 3 D 0 4 8
13/66		11/16	Z

審査請求 未請求 請求項の数 8 O L (全 23 頁)

(21) 出願番号 特願2000-369639(P2000-369639)

(22) 出願日 平成12年12月5日(2000.12.5)

(71) 出願人 000181239

ボッシュ ブレーキ システム株式会社

東京都渋谷区渋谷3丁目6番7号

(72) 発明者 岡弘之

埼玉県東松山市神明町2丁目11番6号 ボ

ッシュ ブレーキ システム株式会社内

(72) 発明者 高橋良保

埼玉県東松山市神明町2丁目11番6号 ボ

ッシュ ブレーキ システム株式会社内

(74) 代理人 100094787

弁理士 青木 健二 (外7名)

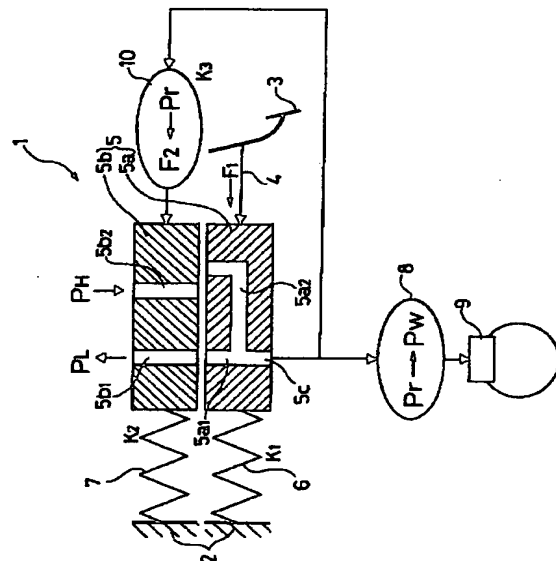
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ブレーキ液圧発生装置

(57) 【要約】

【課題】ブレーキ回路のブレーキ液の消費液量と無関係に、ブレーキ操作手段の望ましい操作ストローク特性が得られるブレーキ液圧発生装置を提供する。

【解決手段】ブレーキ作動時、第1弁要素5aが、入力軸4の入力と第1ストローク力変換装置6の第1弁要素ストローク変換力とがバランスするように制御されるとともに、第2弁要素5bが、第1制御弁出力圧力変換装置10の第1制御弁出力圧変換力 F_1 と第2弁要素ストローク力変換装置7の第2弁要素ストローク変換力とがバランスするように制御される。制御弁5の出力側で、ホイールシリンダ9側のブレーキ圧 P_w の制御が行われても、第1弁要素5aのストロークはこのブレーキ圧制御により影響されない。すなわち、制御弁5の出力側においてブレーキ圧制御が行われることでペダルストロークが変化するのを防止できる。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 ブレーキ操作手段の操作により入力伝達されて作動する入力軸と、前記入力軸の入力により作動して圧力源の圧力を前記ブレーキ操作手段の操作量

(操作ストローク、操作力等)に応じて調整した制御弁出力圧を発生する制御弁とを少なくとも備え、

前記制御弁は互いに相対移動可能に設けられた第 1 弁要素と第 2 弁要素とを有し、前記第 1 弁要素は、前記入力軸の入力と前記入力に関連した第 1 の力とが互いに對抗して加えられるようになっているとともに、前記第 2 弁要素は、前記入力に関連した第 2 の力とこの第 2 弁要素のストロークを第 1 の変換係数で変換した第 2 弁要素ストローク変換力が互いに對抗して加えられるようになっており、

前記第 1 弁要素は前記入力と前記第 1 の力とがバランスするように作動制御されるとともに、前記第 2 弁要素は前記第 2 の力と前記第 2 弁要素ストローク変換力とがバランスするように作動制御されることにより、前記ブレーキ操作手段の操作量に応じて調整された前記制御弁出力圧を発生するようになっていることを特徴とするブレーキ液圧発生装置。

【請求項 2】 前記第 2 弁要素に加えられる前記第 2 の力は、前記制御弁出力圧を第 2 の変換係数で変換した第 1 の制御弁出力圧変換力または前記ブレーキ操作手段の操作量に応じた力を第 1 の配分係数で配分した分力であることを特徴とする請求項 1 記載のブレーキ液圧発生装置。

【請求項 3】 前記第 1 弁要素に加えられる前記第 1 の力は、前記第 1 弁要素のストロークを第 3 の変換係数で変換した第 1 弁要素ストローク変換力または前記制御弁出力圧を第 4 の変換係数で変換した第 2 の制御弁出力圧変換力であることを特徴とする請求項 1 記載のブレーキ液圧発生装置。

【請求項 4】 更に、前記制御弁出力圧が供給されるとともに供給された制御弁出力圧でパワーピストンがストロークすることにより出力するパワーシリンダ装置と、このパワーシリンダ装置の出力で作動してマスタシリンダ圧を発生するマスタシリンダとを備え、

前記第 2 弁要素に加えられる前記第 2 の力は、前記パワーピストンのストロークを第 5 の変換係数で変換したパワーピストンのストローク変換力または前記制御弁出力圧を第 2 の変換係数で変換した第 1 の制御弁出力圧変換力または前記ブレーキ操作手段の操作量に応じた力を第 1 の配分係数で配分した分力であることを特徴とする請求項 1 記載のブレーキ液圧発生装置。

【請求項 5】 前記第 1 弁要素に加えられる前記第 1 の力は、前記第 1 弁要素のストロークを第 3 の変換係数で変換した第 1 弁要素ストローク変換力または前記制御弁出力圧を第 4 の変換係数で変換した第 2 の制御弁出力圧変換力または前記マスタシリンダ圧を第 6 の変換係数で

変換したマスタシリンダ圧変換力であることを特徴とする請求項 4 記載のブレーキ液圧発生装置。

【請求項 6】 前記第 1 および第 2 弁要素の間に、前記第 1 弁要素を前記第 2 弁要素に対して相対的に変位させる補助変位力が加えられるようになっており、

前記第 1 弁要素は前記入力と前記第 1 の力と前記補助変位力とがバランスするように作動制御されるとともに、前記第 2 弁要素は前記第 2 の力と前記第 2 弁要素ストローク変換力と前記補助変位力とがバランスするように作動制御されることにより、前記ブレーキ操作手段の操作量に応じて調整された前記制御弁出力圧を発生するようになっていることを特徴とする請求項 1 ないし 5 のいずれか 1 記載のブレーキ液圧発生装置。

【請求項 7】 前記補助変位力はソレノイドコイルによる電磁力であることを特徴とする請求項 6 記載のブレーキ液圧発生装置。

【請求項 8】 前記第 1 弁要素に加えられる前記入力軸の入力は、前記ブレーキ操作手段の操作量に応じた力を第 2 の配分係数で配分した分力であることを特徴とする請求項 1 ないし 7 のいずれか 1 記載のブレーキ液圧発生装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、制御弁によりブレーキペダル等のブレーキ操作手段の操作量に応じてブレーキ液圧を発生するブレーキ液圧発生装置の技術分野に属し、特に、ブレーキ液圧発生装置よりホイールシリンダ側で、ブレーキ操作手段の操作に関係なくブレーキ圧制御が行われることでブレーキ液の消費液量が変動してもブレーキ操作手段の操作ストロークの変動を抑制することができるブレーキ液圧発生装置の技術分野に属するものである。

【0002】

【従来の技術】例えば、自動車のブレーキシステムにおいては、従来、流体圧によりブレーキペダルのペダル踏力を所定の大きさに倍力させて大きなブレーキ圧を発生させるブレーキ液圧発生装置が採用されている。このブレーキ液圧発生装置は、小さなブレーキペダル踏力で大きなブレーキ力を得ることができ、これにより、制動を確実にしかつ運転者の労力を軽減することができるものである。

【0003】このような従来のブレーキ液圧発生装置は、大別して、ペダル踏力を負圧で倍力してマスタシリンダを作動させる負圧倍力装置を用いたもの、ペダル踏力を液圧で倍力してマスタシリンダを作動させる液圧倍力装置を用いたもの、フルパワーブレーキシステムに用いられて直接ホイールシリンダに供給するブレーキ液圧を発生するものや、圧縮空気や電磁力でペダル踏力を倍力してマスタシリンダを作動させる圧縮空気倍力装置や電磁倍力装置等を用いたものがある。

10

20

30

40

50

【0004】図13は従来の負圧倍力装置を用いたブレーキ液圧発生装置を備えたブレーキシステムの模式図、図14は従来の液圧倍力装置を用いたブレーキシステムの模式図である。なお、以下の従来例および本発明の実施の形態の各例の説明で、「上、下、左、右」の用語は、それぞれ図面において上、下、左、右を表し、

「前、後」の用語はそれぞれ図面の左、右に対応している。図13に示す従来の負圧倍力装置によるブレーキ液圧発生装置を備えたブレーキシステムは、ブレーキ操作手段であるブレーキペダル3を踏み込むと、ブレーキ液圧発生装置1の入力軸4に入力 F_1 が加えられてこの入力軸4が前進ストロークする。すると、制御弁5の第1弁要素5aが左方へストロークして、その出力口5cが、制御弁5の第2弁要素5bの、負圧源に接続されている低圧(L)弁通路5b₁から遮断されて、第2弁要素5bの、大気へ接続されている高圧(H)弁通路5b₂に接続され、制御弁5が大気を入力 F_1 に応じて調圧して制御弁出力圧 P_r を発生する。この制御弁出力圧 P_r がパワーシリンダ装置15の動力室15bに供給され、パワーピストン15aが左方へストロークしてペダル踏力を倍力した出力 F_r を発生する。この出力 F_r でマスタピストン16aが前進ストロークしてマスタシリンダ16がマスタシリンダ圧 P_m を発生し、このマスタシリンダ圧 P_m がブレーキ圧 P_b としてホイールシリンダ9に供給されてブレーキが作動する。そして、マスタシリンダ16からの反力 F_r が反力機構部57によって反力 F_r として調整されて第1弁要素5aに加えられる。これにより、制御弁出力圧 P_r が反力 F_r と入力軸4の入力 F_1 とがバランスするように調整される。また、この反力 F_r は入力軸4およびブレーキペダル3を介して運転者に伝えられる。この負圧倍力装置においては、第1弁要素5aが入力軸4とともに一体に移動し、また、第2弁要素5bがパワーピストン15aとともに一体に移動するようになっている。

【0005】また、図14に示す液圧倍力装置によるブレーキ液圧発生装置を備えたブレーキシステムは、ブレーキペダル3を踏み込むと、入力軸4に入力 F_1 が加えられてこの入力軸4が前進ストロークする。すると、制御弁5の第1弁要素5aが左方へストロークして、その出力口5cが、制御弁5の第2弁要素5bの、リザーバへ接続されている低圧(L)弁通路5b₁から遮断されて、液圧源に接続されている高圧(H)弁通路5b₂に接続され、制御弁5がポンプおよびアクチュエータ等の液圧源の液圧を入力 F_1 に応じて調圧して制御弁出力圧 P_r を発生する。この制御弁出力圧 P_r がパワーシリンダ装置15の動力室15bに供給され、パワーピストン15aが左方へストロークしてペダル踏力を倍力して出力 F_r を発生する。この出力 F_r でマスタピストン16aが作動してマスタシリンダ16がマスタシリンダ圧 P_m を発生し、このマスタシリンダ圧 P_m がブレーキ圧 P_b とし

てホイールシリンダ9に供給されてブレーキが作動する。そして、マスタシリンダ16からの反力 F_r および制御弁出力圧 P_r による反力が反力機構部57によって反力 F_r として調整されて第1弁要素5aに加えられる。これにより、制御弁出力圧 P_r が反力 F_r と入力軸4の入力 F_1 とがバランスするように調整される。また、この反力 F_r は入力軸4およびブレーキペダル3を介して運転者に伝えられる。この液圧倍力装置においても、負圧倍力装置と同様に、第1弁要素5aが入力軸4とともに一体に移動し、また、第2弁要素5bがパワーピストン15aとともに一体に移動するようになっている。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】ところで、このような従来のブレーキシステムにおいては、例えば、急ブレーキ等でブレーキ力が不足するとき、ブレーキ力を増加させるブレーキアシスト制御や回生ブレーキを併用する際の回生協調ブレーキ制御等のブレーキ作動中のブレーキ力制御、および車間制御用ブレーキ制御や障害物等の回避のための衝突回避ブレーキ制御やトラクションコントロール(TRC)のためのブレーキ制御等の自動ブレーキ制御等の種々のブレーキ制御が行われている。

【0007】このようなブレーキ制御はマスタシリンダ16より先のホイールシリンダ9までのブレーキ回路で行われている場合が多いが、マスタシリンダ16より先のブレーキ回路でブレーキ制御が行われるとき、ブレーキペダル3のペダルストロークやペダル踏力が、例えばブレーキフィーリング等のため、このブレーキ制御に影響されないようにすることが求められる。

【0008】しかしながら、前述の従来のブレーキシステムでは、マスタシリンダ16とホイールシリンダ9との関係から、マスタシリンダピストン16aのストロークが決まり、このマスタシリンダピストン16aのストロークでブレーキ液圧発生装置1の入力軸4のストローク、つまりブレーキペダル3のペダルストロークが決まるようになっている。このため、入力側のストロークがマスタシリンダ16より先の出力側のブレーキ回路でのブレーキ制御に影響されてしまい、従来のブレーキ液圧発生装置1を用いたブレーキシステムでは、前述の要求に確実にかつ十分に応えることが困難であった。

【0009】そこで、入力側と出力側とをただ単に分離させて、入力ストロークに関係なく、出力を発生させるようにすることが考えられるが、このようにすると入力側がストロークしなくなってしまう、入力側のストロークを確保することができなくなる。このようなことから、従来では、マスタシリンダ16より先のブレーキ回路にストロークシミュレータを設けたフルパワーブレーキシステムが提案されており、ブレーキ液圧発生装置1の入力ストロークが確保されるとともに、この入力ストロークがマスタシリンダ16より先の出力側でのブレーキ制御に影響されないようになっている。

【0010】図15に示すこのフルパワーブレーキシテムは、ブレーキペダル3を踏み込むと、入力軸4に入力 F_1 が加えられてこの入力軸4が前進ストロークする。すると、制御弁5の第1弁要素5aが左方へストロークして、その出力口5cが、制御弁5の第2弁要素5bの、リザーバへ接続されている低圧(L)弁通路5b₁から遮断されて、液圧源に接続されている高圧(H)弁通路5b₂に接続され、制御弁5がポンプおよびアクチュムレータ等の液圧源の液圧を入力 F_1 に応じて調圧して制御弁出力圧 P_r を発生する。この制御弁出力圧 P_r がブレーキ圧 P_b としてホイールシリンダ9に供給されてブレーキが作動する。

【0011】同時に、この制御弁出力圧 P_r はパワーシリンダ装置15の動力室15bに供給され、パワーピストン15aが左方へストロークして出力 F_r を発生する。この出力 F_r でマスタピストン16aが作動してマスタシリンダ16がマスタシリンダ圧 P_m を発生し、このマスタシリンダ圧 P_m がストロークシミュレータ58に供給され、ストロークシミュレータ58のピストンが左方へストロークし、入力軸4および第1弁要素5aのストロークが確保される。そして、マスタシリンダ16からの反力 F_r および制御弁出力圧 P_r による反力が反力機構部57によって反力 F_r として調整されて第1弁要素5aに加えられる。これにより、制御弁出力圧 P_r が反力 F_r と入力軸4の入力 F_1 とがバランスするように調整される。また、この反力 F_r は入力軸4およびブレーキペダル3を介して運転者に伝えられる。このフルパワーブレーキシテムの制御弁5においても、負圧および液圧倍力装置と同様に、第1弁要素5aが入力軸4とともに一体に移動し、また、第2弁要素5bがパワーピストン15aとともに一体に移動するようになっている。

【0012】しかしながら、ストロークシミュレータ58を特別に設けたのでは、このストロークシミュレータ58に用いられているストロークシリンダや電磁開閉弁等の多くの部品（一部は不図示）を必要とするため、構成が複雑であるばかりでなく、コストが高いものになってしまう。

【0013】また、回生ブレーキと組み合わせられた回生ブレーキ協調システムにおいては、ブレーキ液圧発生装置1による通常ブレーキの作動中に回生ブレーキ作動が作動した場合に、この回生ブレーキ作動によるブレーキ力の分だけ、ブレーキ液圧発生装置1の作動による通常ブレーキ力を下げる必要がある。このような場合には、ホイールシリンダ側でブレーキ液圧の制御を行うことが望まれる。更に、ブレーキアシストシステムと組み合わせられたブレーキシテムにおいては、ブレーキ液圧発生装置1の作動時に運転者が所要のペダル踏力で踏み込めないため所定のブレーキ力を得ることができないことによりブレーキアシストが必要な場合に、ブレーキ液圧発生装置1の作動によるブレーキ力を上げる必要がある。

このような場合にも、ホイールシリンダ側でブレーキ液圧の制御を行うことが望まれる。このように通常ブレーキ作動中にペダル踏込操作に独立にホイールシリンダ側でブレーキ圧制御が行われた場合に、このブレーキ圧制御によるブレーキ液の消費液量が増加するので、従来のブレーキ液圧発生装置1ではペダルストロークが変動してしまい、ブレーキ液の消費液量に関係なく、望ましいペダルストロークを得ることができなかった。

【0014】本発明は、このような事情に鑑みてなされたものであって、その目的は、ブレーキ回路のブレーキ液の消費液量と無関係に、ブレーキ操作手段の望ましい操作ストローク特性を得ることができるブレーキ液圧発生装置を提供することである。

【0015】

【課題を解決するための手段】前述の課題を解決するために、請求項1の発明のブレーキ液圧発生装置は、ブレーキ操作手段の操作により入力力が伝達されて作動する入力軸と、前記入力軸の入力により作動して圧力源の圧力を前記ブレーキ操作手段の操作量（操作ストローク、操作力等）に応じて調整した制御弁出力圧を発生する制御弁とを少なくとも備え、前記制御弁が互いに相対移動可能に設けられた第1弁要素と第2弁要素とを有し、前記第1弁要素は、前記入力軸の入力と前記入力に関連した第1の力とが互いに対抗して加えられるようになっているとともに、前記第2弁要素が、前記入力に関連した第2の力とこの第2弁要素のストロークを第1の変換係数で変換した第2弁要素ストローク変換力が互いに対抗して加えられるようになっており、前記第1弁要素が前記入力と前記第1の力とがバランスするように作動制御されるとともに、前記第2弁要素は前記第2の力と前記第2弁要素ストローク変換力とがバランスするように作動制御されることにより、前記ブレーキ操作手段の操作量に応じて調整された前記制御弁出力圧を発生するようになっていることを特徴としている。

【0016】また、請求項2の発明は、前記第2弁要素に加えられる前記第2の力が、前記制御弁出力圧を第2の変換係数で変換した第1の制御弁出力圧変換力または前記ブレーキ操作手段の操作量に応じた力を第1の配分係数で配分した分力であることを特徴としている。更に、請求項3の発明は、前記第1弁要素に加えられる前記第1の力が、前記第1弁要素のストロークを第3の変換係数で変換した第1弁要素ストローク変換力または前記制御弁出力圧を第4の変換係数で変換した第2の制御弁出力圧変換力であることを特徴としている。

【0017】更に、請求項4の発明は、更に、前記制御弁出力圧が供給されるとともに供給された制御弁出力圧でパワーピストンがストロークすることにより出力するパワーシリンダ装置と、このパワーシリンダ装置の出力で作動してマスタシリンダ圧を発生するマスタシリンダとを備え、前記第2弁要素に加えられる前記第2の力

が、前記パワーピストンのストロークを第5の変換係数で変換したパワーピストンのストローク変換力または前記制御弁出力圧を第2の変換係数で変換した第1の制御弁出力圧変換力または前記ブレーキ操作手段の操作量に応じた力を第1の配分係数で配分した分力であることを特徴としている。更に、請求項5の発明は、前記第1弁要素に加えられる前記第1の力が、前記第1弁要素のストロークを第3の変換係数で変換した第1弁要素ストローク変換力または前記制御弁出力圧を第4の変換係数で変換した第2の制御弁出力圧変換力または前記マスタシリンダ圧を第6の変換係数で変換したマスタシリンダ圧変換力であることを特徴としている。

【0018】更に、請求項6の発明は、前記第1および第2弁要素の間に、前記第1弁要素を前記第2弁要素に対して相対的に変位させる補助変位力に加えられるようになっており、前記第1弁要素が前記入力と前記第1の力と前記補助変位力とがバランスするように作動制御されるとともに、前記第2弁要素は前記第2の力と前記第2弁要素ストローク変換力と前記補助変位力とがバランスするように作動制御されることにより、前記ブレーキ操作手段の操作量に応じて調整された前記制御弁出力圧を発生するようになっていることを特徴としている。更に、請求項7の発明は、前記補助変位力はソレノイドコイルによる電磁力であることを特徴としている。更に、請求項8の発明は、前記第1弁要素に加えられる前記入力軸の入力が、前記ブレーキ操作手段の操作量に応じた力を第2の配分係数で配分した分力であることを特徴としている。

【0019】

【作用】このような構成をした本発明のブレーキ液圧発生装置においては、入力側と出力側とが分離されるようになるので、ブレーキ操作中に制御弁以降のブレーキシリンダ側のブレーキ系で入力側の入力に関係なくブレーキ圧制御が行われた場合に、このブレーキ圧制御によるブレーキ液の消費液量が変化しても、ブレーキ操作手段のストロークの変動は抑制されるようになる。また、ブレーキ液圧発生装置の出力側の消費液量の変動に影響されずに、ブレーキ操作手段の望ましい操作ストロークが得られるようになる。

【0020】更に、通常ブレーキ作動中に入力側の入力に関係なく、制御弁以降のブレーキシリンダ側のブレーキ系のブレーキ圧制御が行うことができるようになる。これにより、本発明のブレーキ液圧発生装置は、回生ブレーキ協調システムの回生ブレーキ作動時におけるブレーキ圧の減圧制御やブレーキアシストシステムのブレーキアシスト時におけるブレーキ圧の増圧制御等の、ブレーキ液圧発生装置の作動中にブレーキ操作手段の操作に関係なく、ブレーキ圧の制御を必要とするシステムに簡単にかつ柔軟に対応可能となる。

【0021】

【発明の実施の形態】以下、図面を用いて本発明の実施の形態について説明する。図1は、本発明に係るブレーキ液圧発生装置の実施の形態の第1例が適用されたブレーキシステムを模式的に示す図である。

【0022】図1に示すように、この第1例のブレーキ液圧発生装置1が適用されたブレーキシステムは、ハウジング2と、ブレーキ操作手段であるブレーキペダル3と、このブレーキペダル3の踏み込み操作により入力力が伝達されて作動して左方へストロークする入力軸4と、第1および第2弁要素5a, 5bを有し、入力軸4の作動により作動して圧力源（不図示）の圧力をブレーキペダル3のペダル操作量（ペダルストローク、ペダル踏力）に応じて調整して出力する制御弁5と、例えば第1スプリング等からなり、ペダルストロークに対応した第1弁要素5aのストロークを変換係数 k_1 （図示例では第1スプリングのばね定数 k_1 ：本発明の第3の変換係数に相当）で第1弁要素ストローク変換力（本発明の第1の力に相当）に変換し、この第1弁要素ストローク変換力を第1弁要素5aに加える第1ストローク力変換装置6と、例えば第2スプリング等からなり、制御弁5の制御弁出力圧 P_1 に対応した第2弁要素5bのストロークを変換係数 k_2 （図示例では第2スプリングのばね定数 k_2 ：本発明の第1の変換係数に相当）で第2弁要素ストローク変換力に変換し、この第2弁要素ストローク変換力を第2弁要素5bに加える第2弁要素ストローク力変換装置7と、制御弁出力圧 P_1 をブレーキ圧 P_b に制御するブレーキ圧制御装置8と、このブレーキ圧 P_b が供給されてブレーキ力を発生するホイールシリンダ9と、制御弁出力圧 P_1 を変換係数 k_3 （本発明の第2の変換係数に相当）で第1制御弁出力圧変換力 F_1 （本発明の第2の力に相当）に変換し、この第1制御弁出力圧変換力 F_1 を第2弁要素5bに加える第1制御弁出力圧力変換装置10とを備えている。その場合、この第1例のブレーキ液圧発生装置1は、ハウジング2、入力軸4、制御弁5、第1および第2弁要素ストローク力変換装置6, 7、および第1制御弁出力圧力変換装置10から構成されている。

【0023】制御弁5の第1および第2弁要素5a, 5bは互いに相対移動可能に設けられている。第1弁要素5aには、ホイールシリンダ9と第1制御弁出力圧力変換装置10に常時接続されている制御弁5の出力口5cと、この出力口5cに常時接続しかつ後述する第2弁要素5bの低圧（ P_L ）弁通路5b₁に接続遮断可能な第1弁通路5a₁と、出力口5cに常時接続しかつ後述する第2弁要素5bの高圧（ P_H ）弁通路5b₂に接続遮断可能な第2弁通路5a₂とが設けられている。また、第2弁要素5bには、ブレーキ液を貯えとともに、ブレーキ液圧発生装置1内のブレーキ液が排出されるリザーバ、負圧源等の低圧排出部（不図示）に常時接続されている低圧（ P_L ）弁通路5b₁と、外部に設けられ、ブレ

一キ液圧発生装置1を作動する作動圧のための高圧を発生する圧力源(不図示)に常時接続されている高圧(P_h)弁通路5_bとが設けられている。

【0024】第1弁要素5_aには、入力軸4の入力が加えられるようになっているとともに、この入力軸4の入力に対抗する方向に第1ストローク力変換装置6の第1弁要素ストローク変換力 F_1 が加えられるようになっている。また、第2弁要素5_bには、第1制御弁出力圧 P_1 力変換装置10の第1制御弁出力圧変換力 F_2 が加えられるようになっているとともに、この第1制御弁出力圧変換力 F_2 に対抗する方向に第2弁要素ストローク力変換装置7の第2弁要素ストローク変換力 F_3 が加えられるようになっている。

【0025】そして、制御弁5の非作動時には、第1および第2弁要素5_aは、それぞれ、第1弁通路5_aが低圧弁通路5_bに接続され、かつ第2弁通路5_aが高圧弁通路5_bから遮断される図示の非作動位置に設定されるようになっている。この第1例のブレーキ液圧発生装置1が採用されているブレーキシステムは、第1弁要素5_aの出力口5_cの制御弁出力圧 P_1 をブレーキ圧制御装置8で制御されたブレーキ圧 P_b がホイールシリンダ9に供給されるフルパワー型のブレーキシステムとなっている。

【0026】次に、このように構成された第1例のブレーキ液圧発生装置1を備えたブレーキシステムの作動について説明する。図示の、ブレーキペダル3が踏み込まれないブレーキ液圧発生装置1の非作動状態では、制御弁5が非作動状態になっており、前述のように第1弁通路5_aが低圧弁通路5_bに接続され、第2弁通路5_aが高圧弁通路5_bから遮断されている。したがって、ブレーキ圧制御装置8、ホイールシリンダ9および第1制御弁出力圧 P_1 力変換装置10がいずれも出力口5_c、第1弁通路5_aおよび低圧弁通路5_bを介して低圧排出部に接続されていて、これらには圧力は何ら供給されていないとともに、第1および第2弁要素ストローク力変換装置6、7にはストロークが何ら供給されていない。

【0027】ブレーキペダル3が踏み込まれると、そのペダル踏み込み操作量に対応して入力が入力軸4に加えられ、入力軸4はこの入力に応じて左方へストロークし、この入力を第1弁要素5_aに作用させて第1弁要素5_aを押圧する。すると、第1弁要素5_aが第2弁要素5_bに対して相対的に左方へストロークする。このとき、第1ストローク力変換装置6に第1弁要素5_aのストロークが加えられ、第1ストローク力変換装置6が第1弁要素5_aのストロークを変換係数 k_1 でこのス

$$L_1 = F_1 / k_1$$

で与えられる。この第1弁要素5_aのストローク L_1 はペダルストロークに対応している。

【0031】また、第2弁要素5_bのバランス式は、こ

* トロークに応じた第1弁要素ストローク変換力に変換するので、第1弁要素5_aはこの第1弁要素ストローク変換力に対抗しながら左方へストロークして作動位置となり、第1弁通路5_aが低圧弁通路5_bから遮断され、第2弁通路5_aが高圧弁通路5_bに接続される。すなわち、制御弁5が切り換えられ、出力口5_cには圧力源からの圧力により制御弁出力圧 P_1 が発生し、その制御弁出力圧 P_1 がブレーキ圧制御装置8によって所定のブレーキ圧 P_b に制御され、このブレーキ圧 P_b がホイールシリンダ9に供給される。これにより、ホイールシリンダ9はブレーキ力を発生し、ブレーキが作動する。そして、第1ストローク力変換装置6の第1弁要素ストローク変換力が反力として第1弁要素5_aおよび入力軸4を介してブレーキペダル3に伝えられ、運転者はこの反力を感知する。

【0028】またこのとき、制御弁出力圧 P_1 が第1制御弁出力圧 P_1 力変換装置10にも供給されるので、第1制御弁出力圧 P_1 力変換装置10は制御弁出力圧 P_1 を変換係数 k_2 で第1制御弁出力圧変換力 F_2 に変換し、この第1制御弁出力圧変換力 F_2 を第2弁要素5_bに加える。すると、第2弁要素5_bが第1弁要素5_aに対して相対的に左方へストロークする。このとき、第2弁要素ストローク力変換装置7に第2弁要素5_bのストロークが加えられ、第2弁要素ストローク力変換装置7が第2弁要素5_bのストロークを変換係数 k_2 でこのストロークに応じた第2弁要素ストローク変換力に変換するので、第2弁要素5_bはこの第2弁要素ストローク変換力に対抗しながら左方へストロークする。

【0029】そして、第1弁要素5_aが、入力軸4の入力と第1ストローク力変換装置6の第1弁要素ストローク変換力とがバランスするように制御されるとともに、第2弁要素5_bが、第1制御弁出力圧 P_1 力変換装置10の第1制御弁出力圧変換力 F_2 と第2弁要素ストローク力変換装置7の第2弁要素ストローク変換力とがバランスするように制御される。第1および第2弁要素5_a、5_bにそれぞれ加えられる力がバランスしたとき、第1弁通路5_aが低圧弁通路5_bから遮断され、かつ第2弁通路5_aが高圧弁通路5_bから遮断される。

【0030】このときの第1弁要素5_aにおける力のバランス式は、入力軸4からの入力(つまり、ペダル踏力に対応した入力であり、以下、ペダル入力ともいう)を F_1 としかつこの第1弁要素5_aがバランスして停止したときの第1弁要素5_aのストロークを L_1 とすると、 $F_1 = k_1 \times L_1$ であるから、

$$(1)$$

の第2弁要素5_bがバランスしたときの第2弁要素5_bのストロークを L_2 とすると、 $k_2 \times P_1 = k_2 \times L_2$ であるから、

11

$$L_2 = k_3 \times P_r / k_2$$

で与えられる。更に制御弁 5 は、 $L_1 - L_2 = A$ (A : この制御弁 5 に予め設定されている所定値) の中間負荷状態においてバランスするようになるが、このときには、*

$$P_r = (k_1 \times k_2 / k_3) \times F_1 - (k_2 / k_3) \times A$$

で与えられる。

【0032】この第 1 例のブレーキ液圧発生装置 1 においては、(1) 式から、第 1 弁要素 5 a のストローク L_1 がペダル入力 F_1 に比例する、つまりペダルストロークがペダル踏力に比例するが、このとき第 1 弁要素 5 a のストローク L_1 が第 1 ストローク力変換装置 6 の変換係数 k_1 に関係するので、第 1 弁要素 5 a のストローク L_1 は、第 1 ストローク力変換装置 6 で設定されるようになる。すなわち、ペダルストロークは、第 1 ストローク力変換装置 6 で設定されるようになり、従来に比べてストローク短縮が図れるようになる。

【0033】また、制御弁 5 の出力側においては、ホイールシリンダ 9 側の例えば回生ブレーキ協調やブレーキアシスト制御等でブレーキ圧制御装置 8 によるブレーキ圧 P_b の制御が行われても、(1) および (2) 式から明らかなように第 1 弁要素 5 a のストロークはこのブレーキ圧制御により影響されない。すなわち、制御弁 5 の出力側においてブレーキ圧制御が行われることでペダルストロークが変化することを防止できる。更に (3) 式から、制御弁出力圧 P_r は入力軸 4 の入力 F_1 、つまりペダル踏力で直線的に制御される。その場合、ブレーキ圧 P_b が制御弁出力圧 P_r に対応して制御されるから、ブレーキ圧 P_b はペダル踏力で直線的に制御されるようになる。なお、ペダル踏込みが解除されて、入力軸 4 の入力が消滅すると、第 1 および第 2 弁要素 5 a, 5 b は非作動位置に戻り、制御弁 5 が非作動状態になることは言うまでもない。

【0034】このようにして、この例のブレーキ液圧発生装置 1 によれば、第 1 および第 2 弁要素ストローク力変換装置 6, 7 の変換係数 k_1, k_2 (図示例では、ばね定数) および第 1 制御弁出力圧力変換装置 10 の変換係数 k_3 を適宜設定することにより、ペダル踏力-ペダルストローク特性およびペダル踏力-ブレーキ圧特性を種々任意に設定することができる。

【0035】図 2 は、本発明の実施の形態の第 2 例が適用されたブレーキシステムを模式的に示す、図 1 と同様の図である。なお、以下の各例において、その例より前の例と同じ構成要素には同じ符号を付すことにより、その詳細な説明は省略する。前述の第 1 例では、第 1 弁要素 5 a の入力軸 4 がブレーキペダル 3 のレバーに直接接続されているとともに、第 1 制御弁出力圧力変換装置 10 により制御弁出力圧 P_r を変換した第 1 制御弁出力圧変換力 F_r が第 2 弁要素 5 b に加えられるようになっているが、この第 2 例のブレーキ液圧発生装置 1 では、第 1 弁要素 5 a の入力軸 4 がブレーキペダル 3 のレバー

12

(2)

* (1) 式および (2) 式から、

$$L_1 - L_2 = (F_1 / k_1) - (k_3 \times P_r / k_2) = A$$

したがって、

(3)

に直接接続されていないとともに、第 1 制御弁出力圧力変換装置 10 は設けられていない。

【0036】すなわち、図 2 に示すように第 2 例のブレーキ液圧発生装置 1 では、ブレーキペダル 3 のレバーに回動可能に連結された連結軸 11 に入力を配分係数 k 、(本発明の第 1 または第 2 の配分係数に相当) で配分する入力配分装置 12 が設けられており、この入力配分装置 12 には入力軸 4 が連結されているとともに、押圧軸 13 が連結されている。図示例では、入力配分装置 12 は制御レバーからなり、この制御レバーがその中心から一側に偏心した位置で連結軸 11 に回動可能に連結されている。そして、この制御レバーの連結軸 11 との連結点より短距離側の端に、入力軸 4 が回動可能に連結されている。したがって、入力軸 4 には連結軸 11 に加えられるペダル踏力による力 F_1 の一方の分力が入力として加えられるようになる。また、制御レバー 12 の連結軸 11 との連結点より長距離側の端に押圧軸 13 が回動可能に連結されており、この押圧軸 13 には連結軸 11 の力の他方の分力が加えられ、押圧軸 13 はこの分力を押圧力 (本発明の第 2 の力に相当) として第 2 弁要素 5 b に、第 2 弁要素ストローク力変換装置 7 の第 2 弁要素ストローク変換力に対抗して加えるようになっている。

【0037】更に、前述の第 1 例では第 1 ストローク力変換装置 6 が設けられているが、この第 2 例では第 1 ストローク力変換装置 6 に代えて、第 2 制御弁出力圧力変換装置 14 が設けられている。この第 2 制御弁出力圧力変換装置 14 は、制御弁出力圧 P_r を変換係数 k_4 (本発明の第 4 の変換係数に相当) で第 2 制御弁出力圧変換力 F_r (本発明の第 1 の力に相当) に変換し、この第 2 制御弁出力圧変換力 F_r を第 1 弁要素 5 a に入力軸 4 の入力に対抗して加えるようになっている。なお、入力配分装置 12 により入力軸 4 の入力は連結軸 11 の力の分力となるが、この第 2 例の説明では説明の便宜上連結軸 11 の力を F_1 と表す。この第 2 例のブレーキシステムの他の構成要素は第 1 例と同じである。

【0038】このように構成された第 2 例のブレーキシステムにおいては、ブレーキペダル 3 が踏み込まれると、そのペダル踏力に対応した力が入力として連結軸 11 を介して入力配分装置 12 に加えられる。そして、入力配分装置 12 に加えられた入力 F_1 は入力配分装置 12 により配分係数 k 、(図示例では制御レバー 12 のレバー比で決まる) で分力されて、大きい方の分力が入力軸 4 に加えられるとともに、小さい方の分力が押圧軸 13 に第 2 弁要素 5 b の押圧力として加えられる。

【0039】すると、第 1 弁要素 5 a が第 2 弁要素 5 b

に対して相対的に左方へストロークし、第1弁通路5a₁が低圧弁通路5b₁から遮断され、第2弁通路5a₂が高圧弁通路5b₂に接続される。したがって、前述の第1例と同様に出力口5cには圧力源からの圧力により制御弁出力圧P_rが発生し、その制御弁出力圧P_rがブレーキ圧制御装置8によって所定のブレーキ圧P_bに制御され、このブレーキ圧P_bがホイールシリンダ9に供給される。これにより、ホイールシリンダ9はブレーキ力を発生し、ブレーキが作動する。そして、第2制御弁出力圧-力変換装置14により制御弁出力圧P_rを変換した第2制御弁出力圧変換力F₂が反力として第1弁要素5aを介して入力軸4に伝達され、更に入力配分装置12および連結軸11を介してブレーキペダル3に伝えられ*

$$P_r = (k_1 / k_2) \times F_1 \quad (4)$$

で与えられる。また、第2弁要素5bのバランス式は、※ ※ (1 - k₂) × F₁ = k₂ × L₂であるから、

$$L_2 = [(1 - k_2) / k_2] \times F_1 \quad (5)$$

で与えられる。更に、バランスした中間負荷状態におけ☆ ☆ 第1弁要素5aのストロークはL₁は、

$$L_1 = L_2 + A = [(1 - k_2) / k_2] \times F_1 + A \quad (6)$$

で与えられる。

【0041】この第2例のブレーキ液圧発生装置1においては、(6)式から、第1弁要素5aのストロークL₁が入力F₁に比例するが、このとき第1弁要素5aのストロークL₁が第2弁要素ストローク-力変換装置7の変換係数k₂および入力配分装置12の配分係数k₁に関係するので、第1弁要素5aのストロークL₁は、第2弁要素ストローク-力変換装置7と入力配分装置12とで設定されるようになる。すなわち、ペダルストロークは、第2弁要素ストローク-力変換装置7および入力配分装置12とで設定されるようになり、従来に比べてストローク短縮が図れるようになる。

【0042】また、制御弁5の出力側においては、ホイールシリンダ9側の例えば前述のようなブレーキ圧制御装置8によるブレーキ圧P_bの制御が行われても、

(5)および(6)式から明らかなように第1弁要素5aのストロークはこのブレーキ圧制御には影響されない。すなわち、制御弁5の出力側においてブレーキ圧制御が行われることでペダルストロークが変化するのを防止できる。更に(4)式から、制御弁出力圧P_rは入力軸4の分力(k₁ × F₁)、つまりペダル踏力で直線的に制御される。その場合、ブレーキ圧P_bが制御弁出力圧P_rに対応して制御されるから、ブレーキ圧P_bはペダル踏力で直線的に制御されるようになる。

【0043】このようにして、この第2例のブレーキ液圧発生装置1によれば、第2弁要素ストローク-力変換装置7の変換係数k₂、第2制御弁出力圧-力変換装置14の変換係数k₄、および入力配分装置12の配分係数k₁を適宜設定することにより、ペダル踏力-ペダルストローク特性およびペダル踏力-ブレーキ圧特性を種々任意に設定することができる。この第2例のブレーキシステムの他の作用効果は第2例と同じである。

* する。また、押圧軸13の押圧力によって第2弁要素5bが押圧されて第2弁要素ストローク-力変換装置7の第2弁要素ストローク変換力に対抗しながらハウジング2に対して相対的に左方へストロークする。

【0040】そして、第1弁要素5aが、入力軸4の分力と第2制御弁出力圧-力変換装置14の第2制御弁出力圧変換力F₂とがバランスするように制御されるとともに、第2弁要素5bが、押圧軸13の押圧力と第2弁要素ストローク-力変換装置7の第2弁要素ストローク変換力とがバランスするように制御される。このときの第1弁要素5aのバランス式は、k₁ × F₁ = k₂ × P_rであるから、

$$(4)$$

※ ※ (1 - k₂) × F₁ = k₂ × L₂であるから、

$$(5)$$

☆ ☆ 第1弁要素5aのストロークはL₁は、

$$(6)$$

【0044】図3は、本発明の実施の形態の第3例が適用されたブレーキシステムを模式的に示す、図1と同様の図である。前述の第1例では、第1弁要素5aに第1スプリングによる第1ストローク-力変換装置6の第1弁要素ストローク変換力が加えられるようになっているとともに、第2弁要素5bに第1制御弁出力圧-力変換装置10による制御弁出力圧変換力が加えられるようになっているが、この第3例のブレーキ液圧発生装置1では、これらの第1ストローク-力変換装置6および第1制御弁出力圧-力変換装置10は設けられていない。また、この第3例では、第1例のブレーキ圧制御装置8も設けられていない。

【0045】図3に示すように、この第3例のブレーキ液圧発生装置1では、負圧と大気圧とにより出力するパワーシリンダ装置15とこのパワーシリンダ装置15の出力で作動されてマスタシリンダ圧P_mを発生するマスタシリンダ16とが設けられている。また、圧力源として大気圧P_{atm}が用いられているとともに、低圧排出部として図示しない負圧P_{vac}を発生する負圧源が用いられている。

【0046】パワーシリンダ装置15は、パワーピストン15a、このパワーピストン15aによって区画された動力室15bおよび負圧室15c、およびパワーピストン15aによって作動される出力軸15dを備えている。第1弁要素5aの出力口5cはホイールシリンダ9には接続されていなく、パワーシリンダ装置15の動力室15bに常時接続されていて、大気圧P_{atm}に基づいた制御弁5によって制御された圧力または負圧が導入可能となっている。また、負圧室15cは負圧源に常時接続されて、通常時は負圧が導入されている。そして、動力室15bに制御弁5によって制御された圧力が導入されると、動力室15bの圧力でパワーピストン15aが

左方ヘストロークし、パワーシリンダ装置15はペダル踏力を倍力した出力を出力軸15dから出力するようになっている。

【0047】マスタシリンダ16はマスタシリンダピストン16aおよびリターンズプリング16a₁を備えている。マスタシリンダピストン16aにはパワーシリンダ装置15の出力軸15dが当接されていて、パワーシリンダ装置15の出力でマスタシリンダピストン16aが作動することにより、マスタシリンダ圧が発生するようになっている。このマスタシリンダ圧がホイールシリンダ9にブレーキ圧P_bとして供給されることでブレーキが作動するようになっている。

【0048】パワーシリンダ装置15の出力軸15dと第2弁要素5bとの間には、第3ストローク力変換装置(図示例では第3スプリング)17が設けられている。この第3ストローク力変換装置17は出力軸15dのストロークを変換係数k₃(本発明の第5の変換係数に相当)で第3ストローク変換力(本発明の第2の力に相当)に変換し、この第3ストローク変換力を第2弁要素5bに第2弁要素ストローク力変換装置7の第2弁要素ストローク変換力に対抗して加えるようになっている。マスタシリンダ16と第1弁要素5aとの間には、マスタシリンダ圧-力変換装置18が設けられている。このマスタシリンダ圧-力変換装置18はマスタシリンダ圧(つまり、ブレーキ圧P_b)を変換係数k₄(本発明の第6の変換係数に相当)でマスタシリンダ圧変換力F₄(本発明の第1の力に相当)に変換し、このマスタシリンダ圧変換力F₄を第1弁要素5aに入力軸4の入力F₁に対抗して加えるようになっている。このようにして、この第3例のブレーキ液発生装置1では、第2弁要素5bがパワーピストン15aと独立して設けられている。この第3例のブレーキシステムの他の構成要素は第1例と同じである。

【0049】図示のブレーキ液圧発生装置1の非作動状態では、前述の第1例と同様に第1弁通路5a₁が低圧弁通路5b₁に接続され、第2弁通路5a₂が高圧弁通路5b₂から遮断されている。すなわち、パワーシリンダ装置15の動力室15bも制御弁5を介して負圧源に接続されている。したがって、パワーシリンダ装置15は出力しないので、マスタシリンダ16もマスタシリンダ圧を発生しなく、ホイールシリンダ9およびマスタシリンダ圧-力変換装置18にはマスタシリンダ圧が何ら供給されていないとともに、第2および第3ストローク力変換装置7、17にはストロークが何ら供給されてい

$$F_1 = k_1 \times P_b$$

与えられる。また、第2弁要素5bのバランス式は、出力軸15d(つまり、パワーピストン15a)のスト

$$k_2 \times L_2 = k_3 \times L_1$$

与えられる。

【0054】ところで、マスタシリンダピストン16a

*ない。

【0050】ブレーキペダル3が踏み込まれると、前述の第1例と同様に入力軸4はペダル入力F₁に応じて左方ヘストロークし、この入力F₁を第1弁要素5aに作用させて第1弁要素5aを押圧する。すると、第1弁要素5aが第2弁要素5bに対して相対的に左方ヘストロークして、第1弁通路5a₁が低圧弁通路5b₁から遮断され、第2弁通路5a₂が高圧弁通路5b₂に接続される。すなわち、制御弁5が切り換えられ、出力口5cには大気圧に基づく制御弁出力圧P_cが発生し、その制御弁出力圧P_cがパワーシリンダ装置15の動力室15bに導入される。

【0051】すると、動力室15bに導入された制御弁出力圧P_cでパワーピストン15aが左方ヘストロークするとともに出力軸15dが左方ヘストロークし、パワーシリンダ装置15が出力する。このパワーシリンダ装置15の出力でマスタシリンダピストン16aが左方ヘストロークするので、マスタシリンダ16がマスタシリンダ圧P_mを発生する。このマスタシリンダ圧P_mがブレーキ圧P_bとしてホイールシリンダ9に供給され、ブレーキが作動する。このとき、マスタシリンダ圧P_mはマスタシリンダ圧-力変換装置18にも供給されるので、マスタシリンダ圧-力変換装置18によりマスタシリンダ圧がマスタシリンダ圧変換力F₄に変換され、このマスタシリンダ圧変換力F₄が反力として第1弁要素5aおよび入力軸4を介してブレーキペダル3に伝えられる。

【0052】また、パワーシリンダ装置15の出力軸15dのストロークが第3ストローク力変換装置17に供給されるので、第3ストローク力変換装置17は出力軸15dのストロークを第3ストローク変換力に変換し、この第3ストローク変換力を第2弁要素5bに加える。すると、第2弁要素5bが第1弁要素5aに対して相対的にかつ第2弁要素ストローク力変換装置7の第2弁要素ストローク変換力に対抗しながら左方ヘストロークして作動位置となる。そして、第1弁要素5aが、入力軸4の入力とマスタシリンダ圧-力変換装置18のマスタシリンダ圧変換力F₄とがバランスするように制御されるとともに、第2弁要素5bが、第2および第3ストローク力変換装置7、17の第2および第3ストローク変換力がバランスするように制御される。

【0053】このときの第1弁要素5aのバランス式は、

$$(7)$$

※ロークをL₁とすると、

$$(8)$$

のストロークは出力軸15dのストロークL₁と同じであるとともホイールシリンダ9側の消費液量(この消

17

費液量は車種によって異なる)に比例する。しかも、この消費液量はマスタシリンダ圧 P_0 に関係しているとともに、マスタシリンダ圧 P_0 とマスタシリンダピストン16aのストロークとの関係が、通常ブレーキ時の車両減速度(g)の領域ではほぼ直線的であると考えられること*

$$L_2 = [(k_0 \times k_0) / (k_2 \times k_2)] \times F_1 \quad (9)$$

で与えられる。なお、マスタシリンダ圧 P_0 とマスタシリンダピストン16aのストロークとの関係は、きわめて大きな高gの領域では曲線的になってくると考えられ※

$$L_1 = L_2 + A = [(k_0 \times k_0) / (k_2 \times k_2)] \times F_1 + A \quad (10)$$

で与えられる。

【0056】この第3例のブレーキ液圧発生装置1においては、(10)式から、第1弁要素5aのストローク L_1 が入力 F_1 つまりはペダルストロークがペダル踏力に比例するが、このとき第1弁要素5aのストローク L_1 が第2弁要素ストローク力変換装置7の変換係数 k_2 、第3ストローク力変換装置17の変換係数 k_0 、およびマスタシリンダ圧力変換装置18の変換係数 k_0 に関係するので、この第1弁要素5aのストローク L_1 は、第2弁要素ストローク力変換装置7と第3ストローク力変換装置17とマスタシリンダ圧力変換装置18とで設定されるようになる。すなわち、ペダルストロークは、第2弁要素ストローク力変換装置7と第3ストローク力変換装置17とマスタシリンダ圧力変換装置18とで設定されるようになり、従来に比べてストローク短縮が図れるようになる。なお、この第3例では、マスタシリンダ16よりホイールシリンダ9側においてブレーキ圧 P_0 の制御等が行われると、マスタシリンダピストン16aのストロークが変化するので、それに応じてペダルストロークも変化するようになる。

【0057】更に(7)式から、入力軸4の入力 F_1 、つまりペダル踏力とマスタシリンダ圧 P_0 とは直線的に制御され、また、制御弁出力圧 P_1 とマスタシリンダ圧 P_0 とが比例するから、結局、制御弁出力圧 P_1 は入力軸4の入力 F_1 、つまりペダル踏力で直線的に制御される。

【0058】このようにして、この第3例のブレーキ液圧発生装置1によれば、第2および第3ストローク力変換装置7,17の変換係数 k_2, k_0 (図示例では、ともにばね定数)、およびマスタシリンダ圧力変換装置18の変換係数 k_0 を適宜設定することにより、ペダル踏力-ペダルストローク特性およびペダル踏力-ブレーキ圧特性を種々任意に設定することができる。この第3例のブレーキシステムの他の作用効果は第1例と同じである。なお、この第3例においては負圧および大気圧を用いたパワーシリンダ装置15に代えて、液圧を用いたパワーシリンダ装置15を用いることもできる。

【0059】図4は、図3に示す第3例のブレーキ液圧発生装置1を負圧倍力装置とマスタシリンダとからなるブレーキ液圧発生装置に適用した第1具体例を模式的に

18

*ができる。したがって、ストローク L_2 は、 $L_2 = k_0 \times P_0$ で与えられる(k_0 :比例定数)。

【0055】したがって、(8)式は、 $k_2 \times L_2 = k_0 \times k_0 \times P_0$ となり、結局、第2弁要素5bのストローク L_2 は、

※る。更に、中間負荷状態においてバランスした状態では、前述と同様に $L_1 - L_2 = A$ であるので、第1弁要素5aのストローク L_1 は、

$$L_1 = L_2 + A = [(k_0 \times k_0) / (k_2 \times k_2)] \times F_1 + A \quad (10)$$

示す図である。図4に示すようにこの第1具体例では、パワーシリンダ装置15として負圧倍力装置15'が用いられているとともに、制御弁5のハウジング2が負圧倍力装置15'およびマスタシリンダ16の各ハウジングに共通にされている。制御弁5の第1弁要素5aが入力軸4と一体に設けられており、また制御弁5の第2弁要素5bが入力軸4および第1弁要素5aの外周を囲うようにして筒状に形成されているとともに、ハウジング2の内外部にわたって位置するようにしてこのハウジング2に摺動可能にかつ気密に支持されている。

【0060】更に、パワーピストン15aが筒状に形成されているとともに、第2弁要素5bの外周面およびハウジング2の内周面にそれぞれ摺動可能にかつ気密に嵌合されている。その場合、パワーピストン15aと気密に摺動する第2弁要素5bの外周面の径がハウジング2と気密に摺動する第2弁要素5bの外周面の径より大きく設定されている。したがって、この第1具体例では後述するように第3例に比べて第2弁要素5bに第3ストローク力変換装置17によるストローク変換力に加えて、制御弁出力圧力変換装置10による制御弁出力圧変換力が第2弁要素ストローク力変換装置7によるストローク変換力に対抗するようにして加えられるようになっている。なお、第3例と同じように第2弁要素5bに第3ストローク力変換装置17によるストローク変換力のみを加えるようにする場合は、前述の両外周面の両径を互いに等しくすればよい。

【0061】このパワーピストン15aに出力軸15dが一体に形成され、かつこの出力軸15dに筒状のマスタシリンダピストン16aが一体に形成されている。出力軸15dは負圧倍力装置15'のハウジング2に摺動可能にかつ気密に支持されているとともに、マスタシリンダピストン16aがマスタシリンダ16のハウジング2に摺動可能にかつ液密に嵌合されている。

【0062】制御弁5の第2弁要素5bは弁体5b、およびこの弁体5bが着離座可能な負圧弁座5b、を備えており、また、第1弁要素5aは弁体5b、が着離座可能な大気圧弁座5a、を備えている。弁体5b、と大気圧弁座5a、とによって大気圧弁が構成されているとともに、弁体5b、と負圧弁座5b、とによって負圧弁が構成されている。更に、この第1具体例の第1弁要素5aに

は、第3例の第1弁要素5aに設けられている第1および第2弁通路5a₁、5a₂が設けられていないが、第1具体例の第1弁通路5a₁は動力室15bに常時連通する第2弁要素5bの径方向孔および第1弁要素5aの外周面と第2弁要素5bの内周面との間の環状の空間とによって構成されているとともに、第2弁通路5a₂は大気圧弁の内側、つまり弁体5bが大気圧弁座5aに着座する位置より負圧側に近傍の環状空間（符号は不図示）によって構成されている。

【0063】そして、図示の負圧倍力装置15'の非作動状態では、弁体5bが大気圧弁座5aに着座して大気圧弁が閉じかつ弁体5bが負圧弁座5bから離座して負圧弁が開いていて、第1弁通路5a₁が低压通路5b₁に接続されかつ第2弁通路5a₂が高压通路5b₂から遮断されている。したがって、負圧倍力装置15'の非作動時には動力室15bと負圧室15cとが連通し、動力室15bには負圧が導入されている。また、入力軸4が左方ヘストロークした負圧倍力装置15'の作動状態では、弁体5bが負圧弁座5bに着座して負圧弁が閉じかつ弁体5bが大気圧弁座5aから離座して大気圧弁が開いて、第2弁通路5a₂が高压通路5b₂に接続されかつ第1弁通路5a₁が低压通路5b₁から遮断される。したがって、負圧倍力装置15'の作動時には動力室15bが負圧室15cから遮断されかつ大気と連通するので、動力室15bには大気圧が導入され、パワーピストン15aが作動するようになっている。

【0064】負圧倍力装置15'のハウジング2と第2弁要素5bとの間には、第2スプリングからなる第2弁要素ストローク力変換装置7が設けられているとともに、第2弁要素5bと出力軸15dとの間には、第3スプリングからなる第3ストローク力変換装置17が設けられている。

【0065】更に、第1弁要素5aから左方に延長軸19が突出して形成されており、この延長軸19は第2弁要素5bを気密にかつ摺動可能に貫通しており、その先端部には反力ピストンからなるマスタシリンダ圧-力変換装置18が設けられている。この反力ピストンは筒状のマスタシリンダピストン16aの内周面に液密にかつ摺動可能に嵌合されており、この反力ピストンにマスタシリンダ圧が入力軸4の入力に対抗するように作用する*40

$$F_1 = k_1 \times P_0 + A_1 \times P_r \quad (11)$$

で与えられ、また、第2弁要素5bのバランス式は、第2弁要素5bが制御弁出力圧P_rを受圧する受圧面積を*

$$k_1 \times L_2 = k_2 \times L_1 + A_2 \times P_r \quad (12)$$

で与えられる。更に、第1弁要素5aのストロークL₁ ☆ ☆は、

$$L_1 = L_2 + A = (k_2/k_1) \times L_2 + (A_2/k_1) \times P_r + A \quad (13)$$

で与えられる。この第1具体例のブレーキ液圧発生装置1の作用効果は、前述の第3例と実質的に同じである。

【0070】図5は、本発明の実施の形態の第4例が適用されたブレーキシステムを模式的に示す、図3と同様

*ようになっている。すなわち、マスタシリンダ圧-力変換装置18により変換係数k₂でマスタシリンダ圧変換力F₂に変換され、このマスタシリンダ圧変換力F₂が延長軸19、第1弁要素5aおよび入力軸4を介し、反力としてブレーキペダル3に伝達されるようになっている。

【0066】このように構成されたこの第1具体例のブレーキ液圧発生装置1においては、ブレーキペダル3が踏み込まれない非作動時は、入力軸4が左方ヘストロークしなく、図示の状態となっている。したがって、前述のように負圧倍力装置15'の動力室15bと負圧室15cとが連通してともに負圧となっているので、パワーピストン15aは左方ヘストロークしなく、マスタシリンダ16はマスタシリンダ圧を発生しない。

【0067】ブレーキペダル3が踏み込まれると、入力軸4が左方ヘストロークするので、前述のように動力室15bには大気圧が導入され、パワーピストン15aが左方ヘストロークし、負圧倍力装置15'は出力軸15dからペダル踏力を倍力した出力を発生する。負圧倍力装置15'の出力でマスタシリンダピストン16aが左方ヘストロークするので、マスタシリンダ16はマスタシリンダ圧を発生し、このマスタシリンダ圧がブレーキ圧P_rとしてホイールシリンダ9に供給され、ブレーキが作動する。前述のように、マスタシリンダ圧-力変換装置18によってマスタシリンダ圧がマスタシリンダ圧変換力F₂に変換されて反力としてブレーキペダル3に伝達される。

【0068】そして、負圧倍力装置15'が作動した中間負荷状態では、第1弁要素5aおよび第2弁要素5bがともにバランスするように作動し、これらがバランスした状態では弁体5bが負圧弁座5bおよび大気圧弁座5a、にともに着座した状態になり、動力室15bが大気および負圧室15cのいずれからも遮断された状態となる。この状態では、第1弁要素5aが第2弁要素5bに対して相対的にA（前述のL₁-L₂=A）だけ左方にストロークしている。

【0069】第1弁要素5aのバランス式は、第1弁要素5aが動力室15bの圧力である制御弁5の出力圧P_rを受圧する受圧面積をA₁とすると、

*A₂とすると、

の図である。前述の第3例では、パワーシリンダ装置15の出力軸15dのストロークを変換係数k₂で変換した第3ストローク変換力を第2弁要素5bに加える第3ストローク力変換装置17が設けられているが、この

第4例のブレーキ液圧発生装置1では、図5に示すようにこの第3ストローク力変換装置17は設けられていない。前述の図1に示す第1例の第1制御弁出力圧力変換装置10が設けられている。そして、この第1制御弁出力圧力変換装置10により制御弁出力圧 P を変換係数 k_1 で変換して第1制御弁出力圧変換力 F_1 が第2弁要素5bに第1例の場合と同様にして加えられるよう*

$$k_2 \times L_2 = k_3 \times P_r \quad (14)$$

で与えられる。ここで、制御弁出力圧 P_r とマスタシリ
ンダ圧 P_s は比例し、 $P_s = k_r \times P_r$ で与えられるから、※10

$$L_2 = (k_1/k_2 \times k_3) \times P_m = (k_1/k_2 \times k_4 \times k_5) \times F, \quad (15)$$

で与えられ、また、第1弁要素5 aのストロークL ☆ ☆は、

$$L_1 = L_2 + A = (k_1 / k_2 \times k_4 \times k_9) \times F_1 + A \quad (16)$$

で与えられる。

【0072】この第4例のブレーキ液圧発生装置1では、図3に示す第3例と異なり、パワーピストン15aのストロークが第1弁要素5aのストローク L_1 に関係しなく、したがって(16)式より第1弁要素5aのストローク L_1 は入力軸4のペダル入力 F_1 つまりペダル踏力に比例する。また、(14)式および(15)式から、制御弁出力圧 P_1 はペダル踏力に比例して制御されるようになる。この第4例のブレーキシステムの他の作用効果は第3例と同じである。なお、この第4例においても負圧および大気圧を用いたパワーシリンダ装置15に代えて、液圧を用いたパワーシリンダ装置15を用いることもできる。

【００７３】図６は、図５に示す第４例のブレーキ液圧発生装置１を負圧倍力装置とマスタシリンダとからなるブレーキ液圧発生装置に適用した第２具体例を模式的に☆

$$k_2 \times L_2 = A_2 \times P_r \quad (17)$$

で与えられる。更に、第1弁要素5aのストロークL、◇ ◇は、

$$L_1 = L_2 + A = (A_2/k_2) \times P_r + A \quad (18)$$

で与えられる。この第2具体例のブレーキ液圧発生装置1の作用効果は、前述の第1具体例と実質的に同じである。

【0075】図7は、本発明の実施の形態の第5例が適用されたブレーキシステムを模式的に示す、図1と同様の図である。図7に示すように、この第5例のブレーキ液圧発生装置1では、前述の図1に示す第1例において第1ストローク力変換装置6に代えて、前述の図2に示す第2例の制御弁出力圧-力変換装置14が設けられている。また、第1および第2弁要素5a、5bの間に、第1弁要素5aを左方に押圧するとともに、第2弁*

$$F_1 + F_{add} = k_4 \times P_r \quad (19)$$

で与えられる。また、第2弁要素5bのバランス式は、補助変位力を F_{add} が第2弁要素5bに加えられること ※

$$k_2 \times L_2 + F_{add} = k_3 \times P_r \quad (20)$$

で与えられる。更に、第1弁要素5aのストロークL、☆ ☆は、

$$L_1 = L_2 + A = [(k_2 \times P_c - F_{add}) / k_2] + A \quad (21)$$

で与えられる。

*になっている。この第4例のブレーキシステムの他の構成要素は第3例と同じである。

【0071】このように構成された第4例のブレーキ液圧発生装置1においては、第1弁要素のバランス式は、第3例のそれと同じであり、(7)式で与えられる。また、第2弁要素5bのバランス式は、

※第2弁要素5 bのストロークL₂は、

($k_1, /k_2 \times k_3 \times k_4 \times k_5$) $\times F_1$ (15)

☆ ☆は、

(k_5) $\times F_1 + A$ (16)

☆示す、図4と同様の図である。図6に示すようにこの第2具体例では、図4に示す第1具体例の第3ストローク力変換装置17が設けられていない。したがって、この第2具体例では第2弁要素5bに、制御弁出力圧-力変換装置10による制御弁出力圧変換力のみが第2弁要素ストローク力変換装置7によるストローク変換力に対抗するようにして加えられるようになっている。この第2具体例のブレーキシステムの他の構成は第1具体例と同じである。

【0074】このように構成されたこの第2具体例のブレーキ液圧発生装置1においては、第1弁要素のバランス式は、第1具体例と同じであり、(11)式で与えられる。また、第2弁要素5bのバランス式は、第3ストローク力変換装置17が設けられないことから、(12)式において $k_s \times L_s = 0$ であるから、

(17)

(1 8)

* 要素5 bを右方に押圧する補助変位力を発生する、例えばソレノイド等からなる補助変位力発生装置20が設けられている。この補助変位力発生装置20により、第1および第2弁要素5 a, 5 bに作用力をペダル入力に関係なく加えることができるようになっている。この第5例のブレーキシステムの他の構成は第1例と同じである。

40 【0076】このように構成されたこの第5例のブレーキ液圧発生装置1においては、第1弁要素のバランス式は、補助変位力発生装置20による補助変位力を F_{dd} とすると、

(1 9)

※から、

(2 0)

(21)

50 【0077】図2に示す第2例において、ホイールシリ

ンダ9側でブレーキ力制御等が行われて、制御弁出力圧 P_r が変化してしまうと、ペダルストロークやペダル踏力が増加してしまうが、このように補助変位力発生装置20が設けられることにより、この第5例では、予めペダル踏み量とともに補助変位力発生装置20を作動して補助変位力 F_{add} を発生させておき、前述のようにブレーキ力制御等で制御弁出力圧 P_r が変化したとき、その変化に応じて補助変位力 F_{add} を変化させることによりペダルストロークやペダル踏力を変化しないようにすることができる。例えば、制御弁出力圧 P_r が増大したときは、この増大に応じて補助変位力 F_{add} を増大させ、また、制御弁出力圧 P_r が減少したときは、この減少に応じて補助変位力 F_{add} を減少させることにより、(19)式において入力軸の入力 F_1 つまりペダル踏力が変化しないようにすることができる。この第5例のブレーキ液圧発生装置1の他の作用効果は、前述の第1例と実質的に同じである。

$$F_1 + F_{add} = k_7 \times P_r$$

で与えられる。また、第2弁要素5bのバランス式は、前述の第5例と同様に(20)式で与えられる。更に、第1弁要素5aのストローク L_1 は、(21)式で与えられる。

【0080】この第6例でも、前述のようにブレーキ力制御等で制御弁出力圧 P_r あるいはマスタシリンダ圧 P_s が変化したとき、その変化に応じて補助変位力 F_{add} を変化させることによりペダルストロークやペダル踏力を変化しないようにすることができる。例えば、マスタシリンダ圧 P_s が増大したときは、この増大に応じて補助変位力 F_{add} を増大させ、また、マスタシリンダ圧 P_s が減少したときは、この減少に応じて補助変位力 F_{add} を減少させることにより、(22)式において入力軸の入力 F_1 つまりペダル踏力が変化しないようにすることができる。(22)式には制御弁出力圧 P_r の項はないが、 $P_s = k_8 \times P_r$ の関係から明らかなように、制御弁出力圧 P_r が増減したときも、マスタシリンダ圧 P_s が増減した場合と同様のことが言えることは言うまでもない。この第6例のブレーキ液圧発生装置1の他の作用効果は、前述の第4および第5例と実質的に同じである。

【0081】図9は、図8に示す第6例のブレーキ液圧発生装置1を負圧倍力装置とマスタシリンダとからなるブレーキ液圧発生装置に適用した第3具体例を模式的に※40

$$F_1 + F_{add} = k_7 \times P_s + A_1 \times P_r \quad (23)$$

で与えられ、また、第2弁要素5bのバランス式は、

$$k_2 \times L_2 + F_{add} = k_8 \times L_3 + A_2 \times P_r \quad (24)$$

で与えられる。更に、第1弁要素5aのストローク L_1 ☆は、

$$L_1 = L_2 + A = (k_8 / k_2) \times L_3 + (A_2 / k_2) \times P_r - (F_{add} / k_2) + A \quad (25)$$

で与えられる。

【0084】前述の図4に示す第1具体例では、例えば同じペダル踏力(つまり、入力軸4の同じ入力 F_1 および同じ制御弁出力圧 P_r)において、ホイールシリンダ

* 質的に同じである。

【0078】図8は、本発明の実施の形態の第6例が適用されたブレーキシステムを模式的に示す、図3と同様の図である。図8に示すように、この第6例のブレーキ液圧発生装置1は、図5に示すパワーシリンダ装置15およびマスタシリンダ16を備えたブレーキシステムに採用されている第4例のブレーキ液圧発生装置1に、前述の第5例のブレーキ液圧発生装置1と同様の補助変位力発生装置20が設けられて構成されている。この第6例のブレーキ液圧発生装置1の他の構成は、前述の第4例と実質的に同じである。

【0079】このように構成されたこの第6例のブレーキ液圧発生装置1においては、第1弁要素のバランス式は、補助変位力発生装置20による補助変位力を F_{add} とすると、

$$(22)$$

※示す、図4と同様の図である。この第3具体例のブレーキ液圧発生装置1は、図8に示す第6例のブレーキ液圧発生装置1に、図3に示す第3例のブレーキ液圧発生装置1の第3ストローク力変換装置17が追加されて構成されている。

【0082】すなわち、この第3具体例では、補助変位力発生装置20がソレノイドで構成されている。具体的には、図9に示すように補助変位力発生装置20は第1弁要素5aに隣接して一体に設けられたソレノイドブランジャ20aと、第2弁要素5bにこのソレノイドブランジャ20aを囲うようにして設けられ、ソレノイドコイル20bを有するソレノイドコア20cとから構成されている。そして、ソレノイドコイル20cへの通電を制御することにより、ソレノイドコイル20cによって発生される電磁力で、ソレノイドブランジャ20aが入力軸4の入力と同方向(矢印で示す方向)に吸引されるようになっている。この第3具体例のブレーキ液圧発生装置1の他の構成は、図4に示す第1具体例と同じである。

【0083】このように構成されたこの第3具体例のブレーキ液圧発生装置1においては、第1弁要素のバランス式は、

9側でブレーキ力制御(例えば、回生ブレーキ、ブレーキアシスト等)が行われることで、ホイールシリンダ9側の消費液量が増加して、マスタシリンダ圧 P_s やパワーピストンストローク L_3 が増加すると、入力軸4の同

じペダル入力 F_1 （ペダル踏力）や第1および第2弁要素5a, 5bのストローク L_1, L_2 （つまり、ペダルストローク）が変化してしまう。すなわち、第1具体例では、ホイールシリンダ9側でのブレーキ力制御により、ペダル踏力やペダルストロークが影響されてしまう。

【0085】これに対して、この第3具体例では、ホイールシリンダ9側でのブレーキ力制御により、マスタシリンダ圧 P_0 やマスタシリンダストローク（つまり、パワーピストンストローク L_3 ）が変化しても、（23）式や（25）式から明らかなように補助変位力発生装置20のソレノイドコイル20bの通電を制御して補助変位力 F_{20} を制御することで、ペダル踏力やペダルストロークが変化しないようにすることができる。例えば、第3具体例において、ホイールシリンダ9側でのブレーキ力制御により、マスタシリンダ圧 P_0 が上昇し、パワーピストンストローク L_3 も上昇した場合、（23）式や（25）式からソレノイドコイル20bによる補助変位力 F_{20} を大きくすることで、ペダル踏力やペダルストロークが変化しないようにすることができる。

【0086】そして、ペダル踏込みがあってもソレノイドコイル20bに通電しないで非作動状態にし、ブレーキ力制御時のみソレノイドコイル20bを作動させるようにすると、補助変位力 F_{20} が大きくなる方向のみにソレノイドコイル20bが作動するようになるので、ブレーキ力制御によるマスタシリンダ圧 P_0 の上昇、降下の変化に確実に対応することが難しくなる。そこで、ペダル踏込みの最初から、ソレノイドコイル20bに通電してソレノイドコイル20bを作動状態にしておけば、補助変位力 F_{20} を増大および減少の両方向に制御することができるので、ブレーキ力制御によるマスタシリンダ圧 P_0 の上昇、降下の変化により確実に対応することができるようになる。

【0087】例えば、ブレーキペダル3の踏込みによる通常ブレーキ作動が行われた場合、ペダル踏込みの最初からソレノイドコイル20bを作動させておくと、回生ブレーキ制御等のブレーキ制御が行われてこのブレーキ制御によるブレーキ力が発生し、そのブレーキ力の分マスタシリンダ圧 P_0 によるブレーキ力を低下するためマスタシリンダ圧 P_0 を低下させる必要があるとき、ソレノイドコイル20bを制御して補助変位力 F_{20} が簡単に減少させることができ、また、ブレーキ制御が停止してこのブレーキ制御によるブレーキ力が消滅し、そのブレーキ力の消滅分マスタシリンダ圧 P_0 によるブレーキ力を上昇するためマスタシリンダ圧 P_0 を上昇させる必要があるとき、ソレノイドコイル20bを制御して補助変位力 F_{20} が簡単に増大させることができる。

【0088】このようにペダル踏込みの最初からソレノイドコイル20bを作動状態にした場合は、通常ブレーキ作動時においては、マスタシリンダ圧-力変換装置18による反力が入力軸4の入力 F_1 とソレノイドコイル

20bの電磁力との合力にバランスする大きさのマスタシリンダ圧が発生するが、その場合、このマスタシリンダ圧は、図4および図6にそれぞれ示す第1および第2具体例のような補助変位力発生装置20を備えていない負圧倍力装置15'において入力軸4の同じ入力（つまり同じペダル踏力）で発生するマスタシリンダ圧と同じになるように設定されている。この第3具体例のブレーキ液圧発生装置1の他の作用効果は、図4に示す第1具体例と同じである。

【0089】図10は、図9に示す第3具体例における負圧倍力装置15'とマスタシリンダ16とをより詳細に具現化した第4具体例のブレーキ液圧発生装置1を示す図、図11は図10に示す負圧倍力装置15'の部分拡大図、および図12は図10に示すマスタシリンダ16の拡大図である。この第4具体例のブレーキ液圧発生装置1は、図9に示す第3具体例における負圧倍力装置15'とマスタシリンダ16とをより詳細に具現化したものである。したがって、第4具体例の負圧倍力装置15'の基本的な構成は第3具体例のそれとまったく同じであるので、この基本的な構成に同じ符号を付すことによりその詳細な説明は省略するとともに、第4具体例の負圧倍力装置15'の他の構成要素で、本発明に特に関係するもののみを説明する。

【0090】この第4具体例のブレーキ液圧発生装置1では、ハウジング2が制御弁5のハウジングと負圧倍力装置15'のハウジングとが共通のシェル2a, 2bで構成されているとともに、マスタシリンダ16のハウジング2cがこれらのシェル2a, 2bと別体に構成されている。負圧倍力装置15'はシェル2a, 2b内に、負圧源に直接接続される負圧導入室15eを備えている。この負圧導入室15eは仕切り壁15gで負圧室15cと区画されているが、仕切壁15gに穿設されて貫通孔15fでこの負圧室15と常時連通している。また、仕切壁15gは、この仕切壁15gを貫通するパワーピストン15aの筒状部15a₁を気密にかつ摺動可能に支持している。このパワーピストン15aはリターンスプリング21により非作動位置方向に常時付勢されている。なお、リターンスプリング21は第1ないし第3具体例には示されていないが、これらの第1ないし第3具体例にも同様に設けることができることは言うまでもない。

【0091】更に、ソレノイドコイル20bに給電用導線20dが接続されているとともに、この給電用導線20dはシェル2aに気密に取り付けられたコネクタ20eに接続されている。このコネクタ20eは、図示しない電子制御装置（CPU）に接続可能となっている。

【0092】一方、図12に示すようにこの第4具体例のマスタシリンダ16はタンデム型のマスタシリンダとして形成されており、そのハウジング2cの段付孔内には、第1ないし第3円筒状部材22, 23, 24が左方か

ら順に液密に嵌合され、また、第4円筒状部材25が第1円筒状部材22内に液密に嵌合されているとともに、第5円筒状部材26が第2円筒状部材23内に液密に嵌合されている。そして、第3円筒状部材24がハウジング2cに螺合されることで、これらの第1ないし第5円筒状部材22,23,24,25,26が軸方向に移動不能に固定されている。

【0093】第2および第5円筒状部材23,26内には筒状のプライマリピストン16a（このプライマリピストンは第1ないし第3具体例のマスタシリンダピストン16aに相当するので、この第4具体例の説明では同じ符号16aを付す）が、第2および第5円筒状部材23,26の間に挟持された第1カップシール27によって液密にかつ摺動可能に嵌合されている。また、第3円筒状部材24内には筒状の出力軸15dが液密にかつ摺動可能に嵌合されており、出力軸15dの左端にはプライマリピストン16aの右端が当接されている。

【0094】また、第1および第4円筒状部材22,25内には有底筒状のセカンダリピストン16bが、第1および第4円筒状部材22,25の間に挟持された第2カップシール28および第1円筒状部材22に支持されたシールによって液密にかつ摺動可能に嵌合されている。このセカンダリピストン16bは、その右端が第5円筒状部材26に当接することで、その後退限が規制されている。そして、プライマリピストン16aとセカンダリピストン16bとの間に、プライマリリターンスプリング29が最大伸長が規制された伸縮可能な2つのスプリングリテーナ30,31を介して縮設されているとともに、セカンダリピストン16bとハウジング2cとの間に、セカンダリスプリング32が縮設されている。

【0095】第1および第5円筒状部材22,26の軸方向孔内でプライマリピストン16aとセカンダリピストン16bとの間には、第1マスタシリンダ圧室33が形成されており、この第1マスタシリンダ圧室33は、第1円筒状部材22に穿設された径方向孔34およびハウジング2cに形成された第1出力口35を介して第1ブレーキ系統のホイールシリンダ9に常時接続されている。また、第2円筒状部材23には軸方向孔36および径方向孔37がそれぞれ穿設されており、径方向孔37は環状空間38、ハウジング2cの通路孔39および第1リザーバ接続口40を介してブレーキ液を蓄える図示しないリザーバに常時連通している。プライマリピストン16aには、第1マスタシリンダ圧室33に常時連通する径方向孔41が穿設されている。

【0096】一方、ハウジング2cおよび第4円筒状部材25の各軸方向孔内でハウジング2cとセカンダリピストン16bとの間には、第2マスタシリンダ圧室42が形成されており、この第2マスタシリンダ圧室42はハウジング2cに形成された第2出力口43を介して第2ブレーキ系統のホイールシリンダ9に常時接続されて

いる。また、第1円筒状部材22には軸方向孔44および径方向孔45がそれぞれ穿設されており、径方向孔45はハウジング2cの通路孔46および第2リザーバ接続口47を介して前述のリザーバに常時連通している。セカンダリピストン16bには、第2マスタシリンダ圧室42に常時連通する径方向孔48が穿設されている。

【0097】そして、この第4具体例のマスタシリンダ16は、図示のマスタシリンダ16の非作動状態では、各径方向孔41,48がそれぞれ第1および第2カップシール27,28の各リップ部より後方（右方）位置にある。このときには、第1マスタシリンダ圧室33は径方向孔41、第1カップシール27の背面（後面）と第2円筒状部材23との間の隙間、軸方向孔36、径方向孔37、環状空間38、径方向孔39および第1リザーバ接続口40を通してリザーバに連通して大気圧となっているとともに、第2マスタシリンダ圧室42は径方向孔48、第2カップシール28の背面（後面）と第1円筒状部材22との間の隙間、軸方向孔44、径方向孔45、径方向孔46および第2リザーバ接続口47を通してリザーバに連通して大気圧となっている。

【0098】また、各径方向孔41,48がそれぞれ第1および第2カップシール27,28の各リップ部より前方（左方）に位置するマスタシリンダ16の作動状態では、と、各径方向孔41,48がそれぞれ軸方向孔36,44および径方向孔37,45から遮断されるので、第1および第2マスタシリンダ圧室33,42はいずれもリザーバから遮断され、これらの第1および第2マスタシリンダ圧室33,42には、それぞれマスタシリンダ圧P₀が発生するようになる。

【0099】プライマリピストン16aの内孔には反力ピストンからなるマスタシリンダ圧-力変換装置18が設けられている。この反力ピストンは液密にかつ摺動可能に嵌合されていて、第1マスタシリンダ圧室33内のマスタシリンダ圧を左端で受圧して反力となるマスタシリンダ圧変換力F₁に変換するようになっている。この反力ピストンの右端は、出力軸15d内からこの出力軸15dを液密にかつ摺動可能に貫通してプライマリピストン16aの内孔内に延びる第1反力伝達ロッド49の左端に当接されている。

【0100】第1反力伝達ロッド49の右側部分は、筒状の出力軸15d内に摺動可能に嵌合された第2弁要素5bの筒状左端部5b₁内に進入している。そして、第2弁要素5bの筒状左端部5b₁と第1反力伝達ロッド49との間には、ジャンピング機構50が設けられている。このジャンピング機構50は、第2弁要素5bの筒状左端部5b₁内に摺動可能に嵌合されたスプリングリテーナ51と、筒状左端部5b₁とスプリングリテーナ51との間に縮設されたスプリング52と、スプリングリテーナ51が筒状左端部5b₁内から抜け出るのを阻止するストップ53と、第1反力伝達ロッド49に設け

られ、スプリングリテーナ 51 をスプリング 52 の付勢力に抗して右方に押圧可能なフランジ 49a と、筒状左端部 5b、内に第 1 反力伝達ロッド 49 の右端と所定の間隙 α をおいて摺動可能に嵌合された第 2 反力伝達ロッド 54 とを備えている。そして、第 1 反力伝達ロッド 49 に右方への力が加えられ、かつこの力がスプリング 52 の設定荷重より大きくなったとき、フランジ 49a がスプリング 52 を撓ませてスプリングリテーナ 51 を右方へ摺動させることで第 1 反力伝達ロッド 49 の右端を第 2 反力伝達ロッド 54 に当接させて第 1 反力伝達ロッド 49 の力を第 2 反力伝達ロッド 54 に伝達させるようになっている。

【0101】第 2 反力伝達ロッド 54 の右端には、ゴム等の弾性部材からなるリアクションディスク 55 が支持されており、このリアクションディスク 55 の右端に間隔部材 56 の左端が当接されているとともに、この間隔部材 56 の右端に延長軸 19 の左端が当接されている。この第 4 具体例のブレーキ液圧発生装置 1 の他の構成は、図 9 に示す第 3 具体例と同じである。

【0102】このように構成された第 4 具体例のブレーキ液圧発生装置 1 においては、負圧倍力装置 15' の負圧導入室 15e と負圧室 15c には常時負圧が導入されている。そして、図示のブレーキ非作動状態では、前述のように大気圧弁が閉じかつ負圧弁が開いているので、動力室 15b にも負圧が導入されていて、パワーピストン 15a は非作動位置にあり、負圧倍力装置 15' は出力を発生しない。また、マスタシリンダ 16 のプライマリピストン 16a およびセカンダリピストン 16b も非作動位置にあって、前述のように各径方向孔 41, 48 がそれぞれ第 1 および第 2 カップシール 27, 28 の各リップ部より右方位置にあるので、第 1 および第 2 マスタシリンダ圧室 33, 42 はともに大気圧となっている。

【0103】ブレーキペダル 3 の踏込みでソレノイドコイル 20b が作動され、第 1 弁要素 5a が入力軸 4 の入力とソレノイドコイル 20b の電磁力で左方へストロークし、負圧弁が開じかつ大気圧弁が開く。すると、動力室 15b に大気圧によるエア圧が導入されてパワーピストン 15a が作動して左方へストロークし、負圧倍力装置 15' が出力軸 15d から出力する。この出力により、プライマリピストン 16a が左方へストロークし、径方向孔 41 が第 1 カップシール 27 のリップ部より左方に移動すると、前述のように第 1 マスタシリンダ圧室 33 にマスタシリンダ圧 P_1 が発生する。このマスタシリンダ圧 P_1 によりセカンダリピストン 16b が左方へストロークし、径方向孔 48 が第 2 カップシール 28 のリップ部より左方に移動すると、前述のように第 2 マスタシリンダ圧室 42 にマスタシリンダ圧 P_2 が発生する。両マスタシリンダ圧 P_1 は互いに同じになるように設定されており、これらのマスタシリンダ圧 P_1 により

第 1 および第 2 マスタシリンダ圧室 33, 42 のブレーキ液が、それぞれ、第 1 および第 2 出力口 35, 43 を通してホイールシリンダ 9 側に送給される。

【0104】一方、マスタシリンダ圧-力変換装置 18 の反力ピストンは第 1 マスタシリンダ圧室 33 のマスタシリンダ圧 P_1 を受圧してマスタシリンダ圧変換力 F_1 を発生し、かつこの力を反力として第 1 反力伝達ロッド 49 に伝達する。すると、第 1 反力伝達ロッド 49 はフランジ 49a を介してスプリングリテーナ 51 をスプリング 52 の付勢力に抗して右方に押圧する。マスタシリンダ圧変換力 F_1 がスプリング 52 の設定荷重より小さい間はスプリング 52 が撓まないで、第 1 反力伝達ロッド 49 は右方へストロークしなく、第 2 反力伝達ロッド 54 に当接しない。したがって、ブレーキペダル 3 には反力は伝達されない。ホイールシリンダ 9 側のロスストロークが終了する程度にマスタシリンダ圧 P_1 が上昇すると、マスタシリンダ圧変換力 F_1 が増大するので、スプリング 52 が撓み、第 1 反力伝達ロッド 49 は右方へストロークして第 2 反力伝達ロッド 54 に当接する。したがって、反力が第 2 反力伝達ロッド 54、リアクションディスク 55、間隔部材 56、延長軸 19、第 1 弁要素 5a、および入力軸 4 を介してブレーキペダル 3 に伝達される。こうして、ジャンピング機構 50 によるジャンピング作用が行われる。この第 4 具体例のブレーキ液圧発生装置 1 の他の作用効果は、図 9 に示す第 3 具体例と同じである。

【0105】なお、第 1 および第 2 弁要素 5a, 5b にそれぞれ加えられる力は、前述の各例に限定されることなく、前述の各例を部分的に相互に組み合わせることもできる。例えば、図 3 に示す第 3 例において第 1 弁要素に加えられる力としてマスタシリンダ圧-力変換装置 18 が用いられているが、これに代えて図 2 に示す第 2 例のように制御弁出力圧変換力を用いることもできる。そのほか種々の組み合わせが考えられることは言うまでもない。また、前述の第 1 ないし第 4 具体例では、パワーシリンダ装置 15 として負圧倍力装置 15' を用いているが、本発明はパワーシリンダ装置 15 として液圧倍力装置等の他のパワーシリンダ装置 15 を用いることもできる。

【0106】

【発明の効果】以上の説明から明らかなように、本発明のブレーキ液圧発生装置によれば、入力側と出力側とを分離しているため、ブレーキ操作中に制御弁以降のブレーキシリンダ側のブレーキ系で入力側の入力に関係なくブレーキ圧制御が行われた場合に、このブレーキ圧制御によるブレーキ液の消費液量が増加しても、ブレーキ操作手段のストロークの変動を抑制することができる。また、ブレーキ液圧発生装置の出力側の消費液量の変動に影響されずに、ブレーキ操作手段の望ましいストローク特性を得ることができる。

31

【0107】更に、通常ブレーキ作動中に入力側の入力に関係なく、制御弁以降のブレーキシリンダ側のブレーキ系のブレーキ力制御が行うことができるようになる。これにより、本発明のブレーキ液圧発生装置は、回生ブレーキ協調システムの回生ブレーキ作動時におけるブレーキ圧 P_r の減圧制御やブレーキアシストシステムのブレーキアシスト時におけるブレーキ圧 P_r の増圧制御等の、ブレーキ液圧発生装置の作動中にブレーキ操作手段の操作に関係なく、ブレーキ圧 P_r の制御を必要とするシステムに簡単にかつ柔軟に対応可能となる。

【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明に係るブレーキ液圧発生装置の実施の形態の第1例が適用されたブレーキシステムを模式的に示す図である。

【図2】 本発明の実施の形態の第2例が適用されたブレーキシステムを模式的に示す、図1と同様の図である。

【図3】 本発明の実施の形態の第3例が適用されたブレーキシステムを模式的に示す、図1と同様の図である。

【図4】 図3に示す第3例のブレーキ液圧発生装置1を負圧倍力装置とマスタシリンダとからなるブレーキ液圧発生装置に適用した第1具体例を模式的に示す図である。

【図5】 本発明の実施の形態の第4例が適用されたブレーキシステムを模式的に示す、図3と同様の図である。

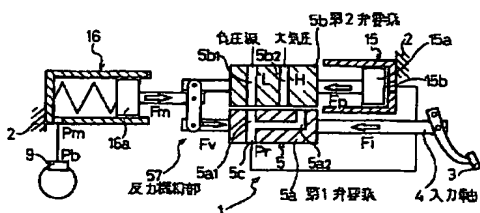
【図6】 図5に示す第4例のブレーキ液圧発生装置1を負圧倍力装置とマスタシリンダとからなるブレーキ液圧発生装置に適用した第2具体例を模式的に示す、図4と同様の図である。

【図7】 本発明の実施の形態の第5例が適用されたブレーキシステムを模式的に示す、図1と同様の図である。

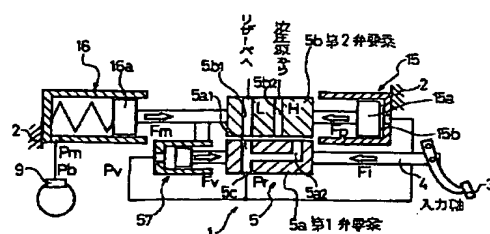
【図8】 本発明の実施の形態の第6例が適用されたブレーキシステムを模式的に示す、図3と同様の図である。

*

【図13】



【図14】



32

*【図9】 図8に示す第6例のブレーキ液圧発生装置1を負圧倍力装置とマスタシリンダとからなるブレーキ液圧発生装置に適用した第3具体例を模式的に示す、図4と同様の図である。

【図10】 図9に示す第3具体例における負圧倍力装置15'とマスタシリンダ16とをより詳細に具現化した第4具体例のブレーキ液圧発生装置1を示す図である。

【図11】 図10に示す負圧倍力装置15'の部分拡大図である。

10 【図12】 図10に示すマスタシリンダ16の拡大図である。

【図13】 従来の負圧倍力装置を用いたブレーキ液圧発生装置を備えたブレーキシステムの一例を示す模式図である。

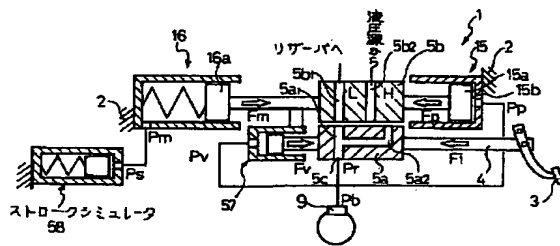
【図14】 従来の液圧倍力装置を用いたブレーキシステムの一例を示す模式図である。

【図15】 従来のフルパワーブレーキシステムの一例を示す模式図である。

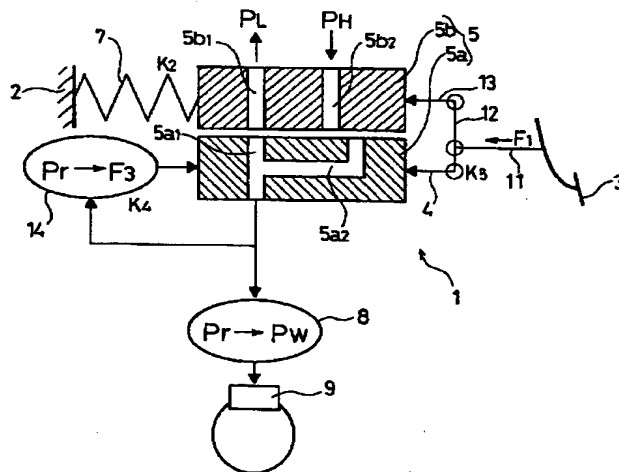
【符号の説明】

20 1…ブレーキ液圧発生装置、2…ハウジング、3…ブレーキペダル、4…入力軸、5…制御弁、5a…第1弁要素、5a₁…第1弁通路、5a₂…第2弁通路、5a₃…大気圧弁座、5b…第2弁要素、5b₁…低圧(L)弁通路、5b₂…高圧(H)弁通路、5b₃…弁体、5b₄…負圧弁座、5c…制御弁5の出力口、6…第1ストローク力変換装置、7…第2弁要素ストローク力変換装置、8…ブレーキ圧制御装置、9…ホイールシリンダ、10…第1制御弁出力圧-力変換装置、12…入力配分装置、14…第2制御弁出力圧-力変換装置、15…パワーシリンダ装置、15'…負圧倍力装置、15a…パワーピストン、15b…動力室、16…マスタシリンダ、16a…マスタシリンダピストン、17…第3ストローク力変換装置、18…マスタシリンダ圧-力変換装置、20…補助変位力発生装置、20a…ソレノイドブランジャ、20b…ソレノイドコイル、20c…ソレノイドコア

【図 15】

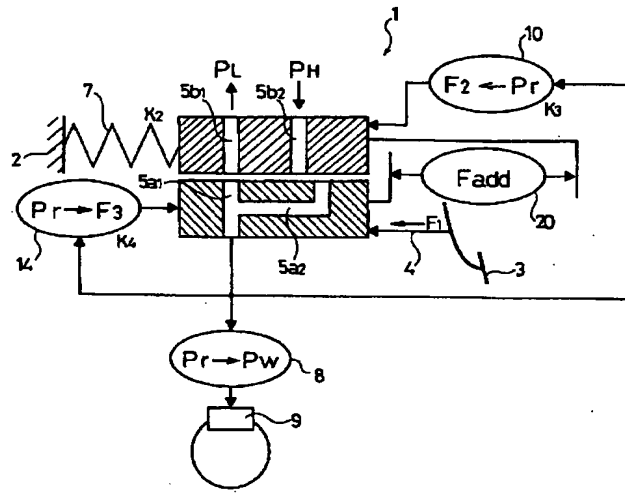


【图2】

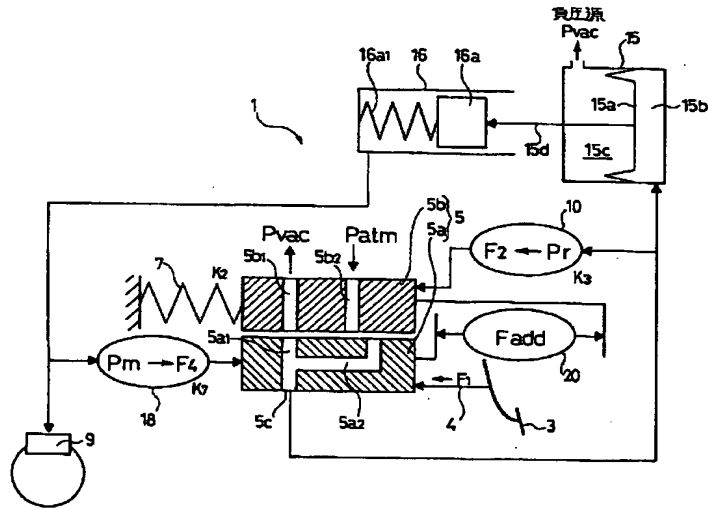




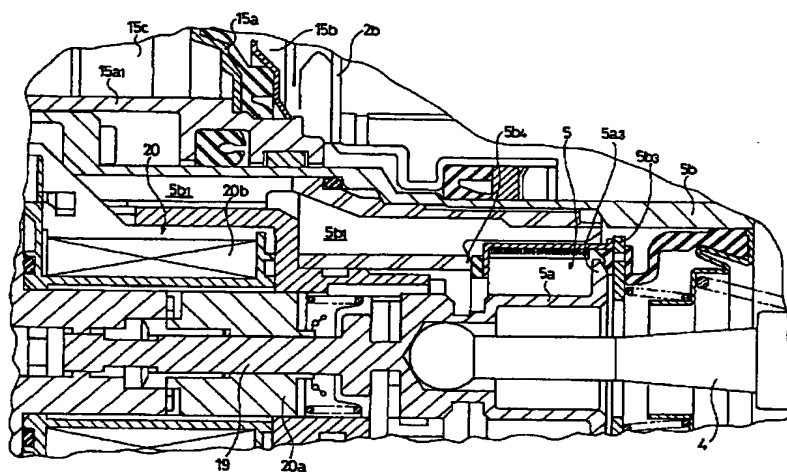
【図7】



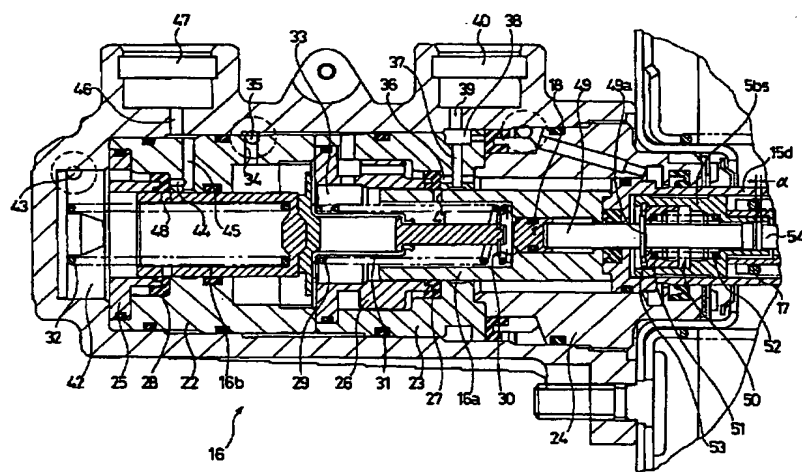
【図8】



【図11】



【図12】



フロントページの続き

F ターム(参考) 3D047 BB11 BB15 CC11 CC13 FF16
 3D048 BB25 BB27 CC10 CC26 CC54
 EE10 EE11 EE24 EE28 GG05
 GG09 GG21 HH74